

Document made available under the Patent Cooperation Treaty (PCT)

International application number: PCT/JP2005/016237

International filing date: 05 September 2005 (05.09.2005)

Document type: Certified copy of priority document

Document details: Country/Office: JP
Number: 2004-258476
Filing date: 06 September 2004 (06.09.2004)

Date of receipt at the International Bureau: 20 October 2005 (20.10.2005)

Remark: Priority document submitted or transmitted to the International Bureau in compliance with Rule 17.1(a) or (b)



World Intellectual Property Organization (WIPO) - Geneva, Switzerland
Organisation Mondiale de la Propriété Intellectuelle (OMPI) - Genève, Suisse

日 本 国 特 許 庁
JAPAN PATENT OFFICE

別紙添付の書類に記載されている事項は下記の出願書類に記載されている事項と同一であることを証明する。

This is to certify that the annexed is a true copy of the following application as filed with this Office.

出 願 年 月 日
Date of Application: 2 0 0 4 年 9 月 6 日

出 願 番 号
Application Number: 特 願 2 0 0 4 - 2 5 8 4 7 6

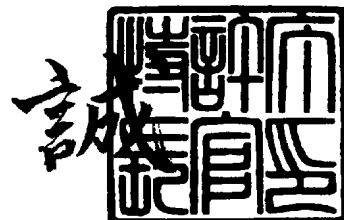
パリ条約による外国への出願
に用いる優先権の主張の基礎
となる出願の国コードと出願
番号
J P 2 0 0 4 - 2 5 8 4 7 6
The country code and number
of your priority application,
to be used for filing abroad
under the Paris Convention, is

出 願 人
Applicant(s): 株式会社小松製作所

2 0 0 5 年 1 0 月 5 日

特許庁長官
Commissioner,
Japan Patent Office

中 嶋



【書類名】	特許願
【整理番号】	1204001
【あて先】	特許庁長官殿
【国際特許分類】	E02F 9/22 F15B 11/04
【発明者】	
【住所又は居所】	石川県小松市符津町ツ23 株式会社小松製作所 栗津工場内
【氏名】	岩本 祐一
【特許出願人】	
【識別番号】	000001236
【氏名又は名称】	株式会社小松製作所
【代理人】	
【識別番号】	100071054
【弁理士】	
【氏名又は名称】	木村 高久
【代理人】	
【識別番号】	100106068
【弁理士】	
【氏名又は名称】	小幡 義之
【手数料の表示】	
【予納台帳番号】	006460
【納付金額】	16,000円
【提出物件の目録】	
【物件名】	特許請求の範囲 1
【物件名】	明細書 1
【物件名】	図面 1
【物件名】	要約書 1

【書類名】 特許請求の範囲

【請求項 1】

ローアイドル回転数からハイアイドル回転数の間で目標回転数が設定されるエンジン（１）と、

エンジン（１）によって駆動される複数の可変容量型油圧ポンプ（７、８、９）と、
複数の可変容量型油圧ポンプ（７、８、９）から吐出された圧油が供給される複数の油圧アクチュエータ（１３、１４、１５）と、

１つ以上の可変容量型油圧ポンプ（７、８、９）について、吸収トルクを変化させる吸収トルク変化手段（１９、２２、２３）と、

エンジンの回転数を検出する回転数検出手段（１ａ）と、

検出したエンジン回転数が、所定のしきい値以下に低下した場合に、可変容量型油圧ポンプ（７、８、９）の吸収トルクを低下させる制御手段（１８）と

を備えたことを特徴とする作業車両のエンジンの負荷制御装置。

【請求項 2】

前記所定のしきい値は、ローアイドル回転数以下の回転数であること

を特徴とする請求項 1 記載の作業車両のエンジンの負荷制御装置。

【請求項 3】

ステアリング機構を作動させる油圧アクチュエータ（１３）と、作業機を作動させる油圧アクチュエータ（１４）とを備えたこと

を特徴とする請求項 1 記載の作業車両のエンジンの負荷制御装置。

【請求項 4】

前記吸収トルク変化手段は、油圧ポンプの最大吸収トルクを変化させる手段（１９）であること

を特徴とする請求項 1 記載の作業車両のエンジンの負荷制御装置。

【請求項 5】

前記吸収トルク変化手段は、

可変容量型油圧ポンプ（８）の吐出圧と油圧アクチュエータ（１４）の負荷圧との差圧が設定差圧となるように可変容量型油圧ポンプ（８）の容量を制御する容量制御手段（２２）と、

前記設定差圧を変化させる手段（２３）と

で構成されていること

を特徴とする請求項 1 記載の作業車両のエンジンの負荷制御装置。

【請求項 6】

複数の可変容量型油圧ポンプ（７、８、９）から複数の油圧アクチュエータ（１３、１４、１５）に対して、それぞれ独立した油路を経由して圧油が供給されること

を特徴とする請求項 1 記載の作業車両のエンジンの負荷制御装置。

【請求項 7】

操作量に応じてエンジンの目標回転数を設定する操作子（１７）が備えられ、

前記操作子（１７）の操作量に応じて、前記所定のしきい値が設定されており、

前記制御手段（１８）は、検出したエンジン回転数が、前記所定のしきい値以下に低下した場合に、可変容量型油圧ポンプ（７、８、９）の吸収トルクを低下させること

を特徴とする請求項 1 記載の作業車両のエンジンの負荷制御装置。

【書類名】 明細書

【発明の名称】 作業車両のエンジンの負荷制御装置

【技術分野】

【0001】

本発明は、作業車両のエンジンの負荷制御装置に関する。

【背景技術】

【0002】

ホイールローダは、エンジンを駆動源としてトルクコンバータを介して駆動輪（車輪）が駆動され、走行される。また、エンジンは、ステアリング機構やローダ等の作業機の駆動源となっている。すなわち、エンジンによってステアリング用油圧ポンプが駆動され、ステアリング用油圧ポンプから吐出された圧油が、ステアリング用油圧シリンダに供給され、これに応じてステアリング機構が作動される。また、エンジンによってローダ用油圧ポンプが駆動され、ローダ用油圧ポンプから吐出された圧油が、ローダ用油圧シリンダに供給され、これに応じてローダが作動される。ステアリング用油圧ポンプ、ローダ用油圧ポンプには、容量が一定の固定容量型油圧ポンプが使用されている。

【0003】

ホイールローダの走行速度は、アクセルペダルの踏み込み量に応じて変化する。すなわち、アクセルペダルの踏み込み量に応じて、エンジンの回転数が変化され、これに応じて車速が変化する。エンジンの目標回転数は、ローアイドル回転数からハイアイドル回転数まで変化する。

【0004】

アクセルペダルを踏み込まない状態にすることで、車速が零になり、停止状態で作業が行われる。

【0005】

このためホイールローダは、他の油圧ショベルなどの作業車両と比較して、エンジンの目標回転数をローアイドル回転数（アイドルリング状態）に設定する機会が多い。

【0006】

一方で、エンジンは、高回転域、つまりハイアイドル回転数にあるときと比較して、低回転域、つまりローアイドル回転数にあるときの方が、急激な油圧負荷の上昇に対するエンジントルクの上昇が、鈍くなるという特性がある。

【発明の開示】

【発明が解決しようとする課題】

【0007】

作業者としては、アイドルリング状態のままで、ステアリングを切りながら、積み荷が積み込まれたローダ（ブームおよびバケット）を持ち上げるという高油圧負荷が急激にかかる作業を行うことがある。

【0008】

図3は、エンジン回転数 N とエンジントルク T_e との関係を示している。

【0009】

今、エンジンの目標回転数がローアイドル回転数 N_L に設定されている場合には、エンジンは、ローアイドル回転数 N_L に対応するレギュレーションライン FL 上で油圧負荷とマッチングする。油圧負荷が低負荷の場合には、レギュレーションライン FL 上の低トルクのマッチング点 V_0 でマッチングしているが、ここで、オペレータがステアリングハンドル、操作レバーを急操作して、上述した「ステアリングを切りながらローダを持ち上げるという高油圧負荷が急激にかかる作業」が行われると、油圧負荷が急上昇し、油圧負荷は T_{p1} で示すラインに切り替わる。このためエンジンとしては、この高油圧負荷 T_{p1} （レギュレーションライン FL 上のポイント V_1 ）とマッチングするために、トルクが上昇しようとするが、 B で示すように、急激な油圧負荷上昇に、エンジンのトルク上昇が間に合わずに（時間遅れが生じ）、ついにはエンジンが停止（エンスト）することがあった。

【0010】

そこで、このような問題を解決するために、エンジンのローアイドル回転数を高めに設定して、エンジンのアイドル時のトルク上昇を早めて、高油圧負荷の急激な上昇にエンジントルクの上昇を間に合わせるようにすることが考えられる。

【0011】

しかし、エンジンのローアイドル回転数を高めに設定すると、アイドル状態における燃費が悪化するという問題が招来する。また、エンジンのローアイドル回転数を高めに設定すると、トルクコンバータで発生するクリープが強くなるという問題も招来する。

【0012】

また、油圧ポンプで吸収されるトルク自体を減らすために、固定容量型油圧ポンプの容量を小さく設定することが考えられる。しかし、固定容量型油圧ポンプの容量を小さく設定すると、ローアイドル時にステアリングが十分に切れなくなるという問題が発生する。ホイールロードでは、エンジンがアイドル状態（ローアイドル回転時）でも、十分にステアリングが切れることが要求される。ローアイドル回転時であっても、ステアリング用油圧シリンダに多くの流量の圧油が流れるようにするためには、ポンプの容量は一定レベル以上確保することが必要となる。仮にポンプ容量を小さくすれば、ローアイドル回転時に油圧シリンダに供給され得る最大流量が減り、ステアリングを切る速度が遅くなるという問題が生じる。また、ロード用油圧ポンプの容量を小さく設定すれば、同じく流量が減り、ロードを上げ下げする速度が遅くなり、作業効率が損なわれる。このように固定容量型油圧ポンプの容量を減らすことは、車体性能のダウンにつながる。

【0013】

当然、エンジンを大型化してエンジントルクに余裕を持たせることで、対処することも考えられるが、稀にしか起きないエンジン停止のために、エンジンを大型化することは、コスト上昇を招くとともに、エネルギーの無駄となる。

【0014】

ローアイドル回転時に急激な高油圧負荷がかかった場合について説明したが、アクセルペダルを踏み込んだ状態で急激な高油圧負荷がかかった場合についても同様にエンジン停止のおそれがあり、このような場合もエンジン停止を未然に防止する必要がある。

【0015】

本発明はこうした実状に鑑みてなされたものであり、ホイールロード等の作業車両において、燃費悪化や、車体性能のダウンや、エネルギーの無駄等の問題を生じさせることなく、急激な高油圧負荷がかかった場合のエンジン停止を確実に防止することを解決課題とするものである。

【課題を解決するための手段】

【0016】

第1発明は、

ローアイドル回転数からハイアイドル回転数の間で目標回転数が設定されるエンジン（1）と、

エンジン（1）によって駆動される複数の可変容量型油圧ポンプ（7、8、9）と、
複数の可変容量型油圧ポンプ（7、8、9）から吐出された圧油が供給される複数の油圧アクチュエータ（13、14、15）と、

1つ以上の可変容量型油圧ポンプ（7、8、9）について、吸収トルクを変化させる吸収トルク変化手段（19、22、23）と、

エンジンの回転数を検出する回転数検出手段（1a）と、

検出したエンジン回転数が、所定のしきい値以下に低下した場合に、可変容量型油圧ポンプ（7、8、9）の吸収トルクを低下させる制御手段（18）と
を備えたことを特徴とする。

【0017】

第2発明は、第1発明において、

前記所定のしきい値は、ローアイドル回転数以下の回転数であること

を特徴とする。

【0018】

第3発明は、第1発明において、

ステアリング機構を作動させる油圧アクチュエータ(13)と、作業機を作動させる油圧アクチュエータ(14)とを備えたこと

を特徴とする。

【0019】

第4発明は、第1発明において、

前記吸収トルク変化手段は、油圧ポンプの最大吸収トルクを変化させる手段(19)であること

を特徴とする。

【0020】

第5発明は、第1発明において、

前記吸収トルク変化手段は、

可変容量型油圧ポンプ(8)の吐出圧と油圧アクチュエータ(14)の負荷圧との差圧が設定差圧となるように可変容量型油圧ポンプ(8)の容量を制御する容量制御手段(22)と、

前記設定差圧を変化させる手段(23)と

で構成されていること

を特徴とする。

【0021】

第6発明は、第1発明において、

複数の可変容量型油圧ポンプ(7、8、9)から複数の油圧アクチュエータ(13、14、15)に対して、それぞれ独立した油路を経由して圧油が供給されること

を特徴とする。

【0022】

第1発明～第6発明の作用、効果について、図面を参照しながら説明する。

【0023】

すなわち、オペレータがステアリングハンドルを操作しながら、ロード用操作レバーを上昇方向に急操作すると、ステアリング用油圧ポンプ7、ロード用油圧ポンプ8の油圧負荷が急上昇する。

【0024】

このため図4(a)において、油圧負荷は、Tp1で示す高油圧負荷のラインに移動する。このためエンジン1としては、この高油圧負荷Tp1(レギュレーションラインFL上のポイントV1)とマッチングさせるために、トルクを上昇させようとするが、C1で示すように、急激な油圧負荷上昇に、エンジンのトルク上昇が間に合わずに(時間遅れが生じ)、エンジン1の実際の回転数Nrが、しきい値Nc以下となる。

【0025】

コントローラ18は、エンジン回転数検出センサ1aで検出したエンジン回転数Nrが、しきい値Nc以下に低下したと判断すると、可変容量型油圧ポンプ7、8、9の吸収トルクを低下させる制御を実行する。

【0026】

これにより、図4(b)に示すように、油圧負荷は、Tp2で示す低油圧負荷のラインに移動する。油圧負荷が高油圧負荷Tp1から、低油圧負荷Tp2(レギュレーションラインFL上のポイントV2)に変化したことで、今現在のエンジン1のトルクが低油圧負荷Tp2に対して余裕をもった大きさとなり、C2で示すように、エンジン1の実際の回転数Nrが上昇し、しきい値Ncを超えて、レギュレーションラインFL上に復帰する。

【0027】

つぎに、コントローラ18は、検出したエンジン回転数Nrが、しきい値Ncを超えたと判断すると、可変容量型油圧ポンプ7、8、9の吸収トルクを低下させる制御を終了させ

る。これにより、図4(c)に示すように、油圧負荷は、現在の作業内容に応じた高負荷なライン T_{pl} に復帰するが、既にエンジン1のトルク T_e は、その間に、ある程度上昇しているため、高油圧負荷 T_{pl} のマッチング点 V_l でマッチングすることができる。

【0028】

なお、上述したように、検出したエンジン回転数 N_r が、しきい値 N_c を超えた場合に、可変容量型油圧ポンプ7、8、9の吸収トルクを低下させる制御を終了させてもよく、また、可変容量型油圧ポンプ7、8、9の吸収トルクを低下させる制御を開始してから所定時間経過後に、同制御を終了させてもよい。

【0029】

以上のように、可変容量型油圧ポンプ7、8、9の吸収トルクを低下させる時間は、エンジン停止を防止するために必要最小限の時間だけであり、エンジン停止のおそれがないときは、吸収トルクは通常の大きさのままである。また、ローアイドル回転数 N_L も上げる必要はなく、エンジンを大型化してエンジントルクに余裕を持たせる必要もない。

【0030】

このため、ホイールローダ等の作業車両において、燃費悪化や、車体性能のダウンや、エネルギーの無駄等の問題を生じさせることなく、急激な高油圧負荷がかかった場合のエンジン停止を確実に防止することができる。

【0031】

また、図7に示すように、ホイールローダ100に既存のPC制御、「モード」選択の機能、装置を利用して、図5の矢印Dで示すように、PC制御を実行し、エンジン回転数 N_r がしきい値 N_c 以下になった場合に、油圧ポンプ7、8、9の最大吸収トルクを低下させてもよい（第4発明）。このように作業車両に既存のPC制御、「モード」選択の機能、装置を利用すれば、エンジン停止防止制御を実現するために必要な装置コストをさらに低下させることができる。

【0032】

また、図8に示すように、ホイールローダ100に既存のLS制御、差圧設定値変更制御の機能、装置を利用して、図6に矢印Eで示すように、差圧設定値変更制御を実行し、エンジン回転数 N_r がしきい値 N_c 以下になった場合に、油圧ポンプ7、8、9の容量を低下させてもよい（第5発明）。このように作業車両に既存のLS制御、差圧設定値変更制御の機能、装置を利用すれば、エンジン停止防止制御を実現するために必要な装置コストをさらに低下させることができる。第6発明では、図1に示すように、複数の可変容量型油圧ポンプ7、8、9から複数の油圧アクチュエータ13、14、15に対して、それぞれ独立した油路を経由して圧油が供給される油圧回路を前提として、上述したエンジン停止防止制御が行われる。

【0033】

このように複数の可変容量型油圧ポンプ7、8、9から複数の油圧アクチュエータ13、14、15に対して、それぞれ独立した油路を経由して圧油が供給される油圧回路を採用した場合には、各油圧アクチュエータ13、14、15の最大負荷に応じて、それぞれ対応する油圧ポンプ7、8、9の容量を定めなければならないため、各可変容量型油圧ポンプ7、8、9の容量が大きくなる傾向にある。

【0034】

これに対して複数の可変容量型油圧ポンプから吐出された圧油を合流させて、圧力補償弁によって、各制御弁の前後差圧を調整した上で、複数の油圧アクチュエータに圧油を分流して供給する油圧回路を採用した場合には、各油圧アクチュエータの負荷に応じて流量を配分できるため、各可変容量型油圧ポンプの容量を小さくすることができる。

【0035】

このため図1に示す第6発明の油圧回路は、圧力補償弁を使用した油圧回路と比較して、油圧負荷が大きくなる傾向にあり、エンジン停止防止制御を行う必要性が高い。

【0036】

第7発明は、

操作量に応じてエンジンの目標回転数を設定する操作子（１７）が備えられ、前記操作子（１７）の操作量に応じて、前記所定のしきい値が設定されており、前記制御手段（１８）は、検出したエンジン回転数が、前記所定のしきい値以下に低下した場合に、可変容量型油圧ポンプ（７、８、９）の吸収トルクを低下させることを特徴とする。

【００３７】

第７発明の作用、効果について、図面を参照しながら説明する。

【００３８】

すなわち、オペレータが、例えば、アクセルペダル１７を踏み込んだ状態で、ステアリングハンドルを操作しながら、ロード用操作レバーを上昇方向に急操作すると、ステアリング用油圧ポンプ７、ロード用油圧ポンプ８の油圧負荷が急上昇する。

【００３９】

アクセルペダル１７が踏み込まれたときは、その踏み込み量SMに対応するエンジン目標回転数NMが設定される（図１０、図９（a）参照）。また、そのときのアクセルペダル踏み込み量SMに応じて、しきい値Nc（SM）が定まる（図１０、図９（a）参照）。

【００４０】

図９（a）に示すように、アクセルペダル１７が操作量SMまで踏み込まれ、低回転低油圧負荷のマッチング点V0（レギュレーションラインFL上のポイントV0）から、高回転高油圧負荷のマッチング点V2（レギュレーションラインFM上のポイントV2）に移行する過程で、コントローラ１８は、検出したエンジン回転数Nrが、上記所定のしきい値Nc（SM）以下に低下したか否かを判断する。コントローラ１８で、検出したエンジン回転数Nrが、上記所定のしきい値Nc（SM）以下に低下したことが判断されると、可変容量型油圧ポンプ７、８、９の吸収トルクを低下させる制御を実行する。これにより、図９（a）に示すように、油圧負荷は、Tp2で示す低油圧負荷のラインに移動する。油圧負荷が高油圧負荷Tp1から、低油圧負荷Tp2に変化したことで、今現在のエンジン１のトルクが低油圧負荷Tp2に対して余裕をもった大きさとなり、エンジン１の実際の回転数Nrは迅速に上昇する。

【００４１】

低回転低油圧負荷のマッチング点V0（レギュレーションラインFL上のポイントV0）から、高回転高油圧負荷のマッチング点V2（レギュレーションラインFM上のポイントV2）に移行する過程で、コントローラ１８で、検出したエンジン回転数Nrが、上記所定のしきい値Nc（SM）以下ではなかったと判断した場合には、可変容量型油圧ポンプ７、８、９の吸収トルクを低下させる制御を終了させる。また、可変容量型油圧ポンプ７、８、９の吸収トルクを低下させる制御を開始してから所定時間経過後に、同制御を終了させてもよい。

【００４２】

この結果、レギュレーションラインFM上のマッチング点V2に迅速に移行する。

【００４３】

以上のように、可変容量型油圧ポンプ７、８、９の吸収トルクを低下させる時間は、エンジン停止や加速悪化を防止するために必要最小限の時間だけであり、エンジン停止のおそれがないときは、吸収トルクは通常の大きさのままである。また、エンジンを大型化してエンジントルクに余裕を持たせる必要もない。

【００４４】

このため、ホイールロード等の作業車両において、燃費悪化や、車体性能のダウンや、エネルギーの無駄等の問題を生じさせることなく、アクセルペダルを踏み込んだときに急激な高油圧負荷がかかった場合のエンジン停止を確実に防止することができる。

【００４５】

また、本発明によれば、高油圧負荷状態であってもアクセルペダル１７を踏み込んだときに、目標回転数Nc（SM）まで迅速に上昇するため、加速性に優れ、作業効率が飛躍的に向上するという効果も得られる。

【発明を実施するための最良の形態】

【0046】

以下図面を参照して本発明に係る作業車両のエンジン負荷制御装置の実施の形態について説明する。

【0047】

図1は、実施形態のホイールローダの構成を、本発明に係る部分について示している。

【0048】

同図1に示すように、ホイールローダ100のエンジン1の出力軸は、PTO軸6に連結されている。PTO軸6は、トルクコンバータ2に連結されているとともに、ステアリング用油圧ポンプ7、ローダ用油圧ポンプ8、ファン用油圧ポンプ9、トルコン潤滑用油圧ポンプ10に連結されている。

【0049】

ステアリング用油圧ポンプ7、ローダ用油圧ポンプ8、ファン用油圧ポンプ9は、可変容量型油圧ポンプであり、それぞれ斜板7a、8a、9aの傾転角が変化されることにより、ポンプ容量 q (cc/rev) が変化される。

【0050】

エンジン1の出力は、トルクコンバータ2、トランスミッション3、ディファレンシャルギア4を介して駆動輪5に伝達される。

【0051】

また、エンジン1の出力は、ステアリング用油圧ポンプ7、ローダ用油圧ポンプ8、ファン用油圧ポンプ9、トルコン潤滑用油圧ポンプ10に伝達される。

【0052】

ステアリング用油圧ポンプ7が駆動されると、吐出圧油がステアリング用制御弁11を介してステアリング用油圧シリンダ13に供給される。

【0053】

ステアリング用油圧シリンダ13はステアリング機構に接続されている。ステアリング用油圧シリンダ13に圧油が供給されると、ステアリング機構が作動し、車体が旋回される。ステアリング用制御弁11のスプールは、図示しないステアリングハンドルの操作に応じて、移動され、それに応じて制御弁11の開口面積が変化し、ステアリング用油圧シリンダ13に供給される流量が変化される。

【0054】

ローダ用油圧ポンプ8が駆動されると、吐出圧油がローダ用制御弁12を介してローダ用油圧シリンダ14に供給される。

【0055】

ローダ用油圧シリンダ14は、車体前部のローダに接続されている。ローダ用油圧シリンダ14に圧油が供給されると、ローダが作動される。つまり、ローダを構成するブームが上昇ないしは下降し、バケットがチルトする。ローダ用制御弁12のスプールは、図示しないローダ用操作レバーの操作に応じて、移動され、それに応じて制御弁12の開口面積が変化し、ローダ用油圧シリンダ14に供給される流量が変化される。

【0056】

ファン用油圧ポンプ9が駆動されると、吐出圧油がファン用油圧モータ15に供給され、冷却用ファン16が作動される。

【0057】

トルコン潤滑用油圧ポンプ10が駆動されると、吐出圧油がトルクコンバータ2に供給され、トルクコンバータ2が潤滑される。

【0058】

エンジン1の出力軸には、エンジン1の実際の回転数 N_r を検出するエンジン回転数検出センサ1aが設けられている。エンジン回転数検出センサ1aで検出されたエンジン回転数 N_r は、コントローラ18に入力される。

【0059】

アクセルペダル 17 は、オペレータによって操作され、アクセルペダル 17 に設けられたストロークセンサ 17 a によって操作量（踏み込み量）が検出され、操作量を示す信号がコントローラ 18 に入力される。

【0060】

コントローラ 18 は、アクセルペダル 17 の操作量に応じた目標回転数となるようにエンジン 1 を制御する。エンジン 1 はディーゼルエンジンであり、その出力の制御は、シリンダ内に噴射する燃料量を調整することで行われる。この調整はエンジン 1 の燃料噴射ポンプに付設したガバナを制御することで行われる。ガバナとしては、一般的にオールスピード制御方式のガバナが用いられ、アクセルペダル踏み込み量に応じた目標回転数となるように、負荷に応じてエンジン回転数と燃料噴射量とを調整する。すなわちガバナは目標回転数と実際のエンジン回転数との差がなくなるよう燃料噴射量を増減する。

【0061】

図 2 はエンジン 1 の制御方法を示している。図 2 の横軸は、エンジン回転数 N であり、縦軸がエンジントルク T_e である。

【0062】

図 2 において最大トルク線で規定される領域がエンジン 1 が出し得る性能を示す。ガバナはトルクが最大トルク線を超えて排気煙限界とならないように、またエンジン回転数 N がハイアイドル回転数 N_H を超えて過回転とならないようにエンジン 1 を制御する。

【0063】

アクセルペダル 17 が最大限に踏み込まれると最大目標回転数が設定され、ガバナは定格点とハイアイドル点 N_H とを結ぶ最高速レギュレーションライン F_e 上で調速を行う。

【0064】

アクセルペダル 17 の踏み込み量が小さくなり目標回転数が小さくなるに伴ってレギュレーションライン F_{e-1} 、 F_{e-2} … F_{e-n} … F_L が順次定められ、各レギュレーションライン上で調速が行われる。

【0065】

アクセルペダル 17 の踏み込み量が最小、つまり踏み込まれていないときは、目標回転数としてローアイドル回転数 N_L が設定され、ローアイドル点 N_L を結ぶレギュレーションライン F_L 上で調速を行う。油圧負荷 T_p が矢印 A に示すように変動すると、エンジン 2 の出力とポンプ吸収馬力とが釣り合うマッチング点 V は、その変動に従いレギュレーションライン F_L 上を移動する。

【0066】

ここで、エンジン 1 の特性上、レギュレーションライン上でマッチング点が低負荷から高負荷まで移動する時間は、高回転数域（ハイアイドル回転数 N_H ）よりも低回転数域（ローアイドル回転数 N_L ）の方が長くなる（エンジン 1 の応答性がにぶい）。このため従来技術にあっては、図 3 で前述したように、高油圧負荷 T_{p1} が急激にかかったときに、エンジンが停止することがあった。

【0067】

そこで、本実施形態では、可変容量型油圧ポンプ 7、8、9 に、吸収トルクを変化させる吸収トルク変化手段を設けて、コントローラ 18 によって図 4 に示すように吸収トルクを低下させる制御を実行する。

【0068】

図 4（a）に示すように、ローアイドル回転数 N_L 以下の回転数 N_c がしきい値として設定される。このしきい値 N_c は、エンジン 1 が停止するおそれあり、と判断する回転数に設定される。

【0069】

アクセルペダル 17 が踏み込まれていない状態であって、油圧負荷が低負荷の場合には、レギュレーションライン F_L 上の低トルクのマッチング点 V_0 でマッチングしている。

【0070】

ここで、オペレータがステアリングハンドルを操作しながら、ロード用操作レバーを上

昇方向に急操作すると、ステアリング用油圧ポンプ7、ロード用油圧ポンプ8の油圧負荷が急上昇する。

【0071】

このため図4(a)において、油圧負荷は、 T_{p1} で示す高油圧負荷のラインに移動する。このためエンジン1としては、この高油圧負荷 T_{p1} (レギュレーションラインFL上のポイントV1)とマッチングさせるために、トルクを上昇させようとするが、C1で示すように、急激な油圧負荷上昇に、エンジンのトルク上昇が間に合わずに(時間遅れが生じ)、エンジン1の実際の回転数 N_r が、しきい値 N_c 以下となる。

【0072】

コントローラ18は、エンジン回転数検出センサ1aで検出したエンジン回転数 N_r が、しきい値 N_c 以下に低下したと判断すると、可変容量型油圧ポンプ7、8、9の吸収トルクを低下させる制御を実行する。

【0073】

これにより、図4(b)に示すように、油圧負荷は、 T_{p2} で示す低油圧負荷のラインに移動する。油圧負荷が高油圧負荷 T_{p1} から、低油圧負荷 T_{p2} (レギュレーションラインFL上のポイントV2)に変化したことで、今現在のエンジン1のトルクが低油圧負荷 T_{p2} に対して余裕をもった大きさとなり、C2で示すように、エンジン1の実際の回転数 N_r が上昇し、しきい値 N_c を超えて、レギュレーションラインFL上に復帰する。

【0074】

つぎに、コントローラ18は、エンジン回転数検出センサ1aで検出したエンジン回転数 N_r が、しきい値 N_c を超えたと判断すると、可変容量型油圧ポンプ7、8、9の吸収トルクを低下させる制御を終了させる。これにより、図4(c)に示すように、油圧負荷は、現在の作業内容に応じた高負荷なライン T_{p1} に復帰するが、既にエンジン1のトルク T_e は、その間に、ある程度上昇しているので、高油圧負荷 T_{p1} のマッチング点V1でマッチングすることができる。

【0075】

なお、上述したように、検出したエンジン回転数 N_r が、しきい値 N_c を超えた場合に、可変容量型油圧ポンプ7、8、9の吸収トルクを低下させる制御を終了させてもよく、また、可変容量型油圧ポンプ7、8、9の吸収トルクを低下させる制御を開始してから所定時間経過後に、同制御を終了させてもよい。

【0076】

つぎに、吸収トルクを変化させる手段の具体的な構成例について、説明する。

【0077】

図7は、ロード用油圧ポンプ8をPC制御するための構成を示している。図7では、ロード用油圧ポンプ8を代表させて示しているが、他の可変容量型油圧ポンプ7、9をPC制御する場合も同様に構成される。

【0078】

PC弁19は、油圧ポンプ8の吐出圧 P_p (kg/cm^2)と油圧ポンプ8の容量 q (cc/rev)の積が一定トルクを超えないように、油圧ポンプ8の斜板7aの傾転角を制御する。エンジン1の回転数が一定であれば、油圧ポンプ8の吐出圧 P_p (kg/cm^2)と油圧ポンプ8の流量 Q (l/min)の積が一定の馬力を超えないように、油圧ポンプ8の斜板8aを制御することになる。

【0079】

また、油圧ポンプ7、8、9をまとめてPC制御する場合は、これらポンプ7、8、9の吐出圧の平均値がPC弁19に入力される。

【0080】

PC弁19は、油圧ポンプ8の吐出圧 P_p をパイロット圧として入力し、吐出圧 P_p に応じた駆動圧油をサーボ弁20に供給することで、油圧ポンプ8の容量 q を制御する。

【0081】

PC制御の内容は、図5を用いて説明される。図5の横軸は油圧ポンプ8の吐出圧 P_p

(kg/cm^2)であり、縦軸は油圧ポンプ8の容量 q (cc/rev)、つまり斜板8aの傾転角である。

【0082】

同図5に示すように、油圧ポンプ8の吐出圧 P_p が一定圧以下であれば、油圧ポンプ8の斜板8aの傾転角が最大に設定され、最大容量 q_{max} となっている。油圧負荷が大きくなり、ポンプ吐出圧 P_p が一定圧を超えると、特性LN1にしたがいポンプ容量 q を減少させて、斜板傾転角を最小、最小容量 q_{min} にする。

【0083】

以上のようにして、油圧ポンプ8では、油圧負荷、つまり吸収トルクが、最大吸収トルク T_{p1} を超えない範囲で、ポンプ吐出圧 P_p に応じてポンプ容量 q が制御される。

【0084】

PC弁19には、コントローラ18から制御信号 i_1 が加えられており、この制御信号 i_1 に応じて、最大吸収トルクが変化される。図示しない操作盤には、「モードスイッチ」が設けられており、モードスイッチで選択したモードに応じて、最大吸収トルク値が変化する。

【0085】

今、あるモードが選択されている場合には、油圧ポンプ8の最大吸収トルクが T_{p1} という大きな値に設定され、油圧ポンプ8は、特性LN1にしたがい、制御される。また、別のモードが選択された場合には、矢印Dに示すように、特性LN1から特性LN2に変化して、ポンプ容量の減少を開始するポンプ吐出圧の値が小さくなり、最大吸収トルク値が小さな値 T_{p2} に設定される。

【0086】

このような、ホイールロード100に設けられたPC制御の機能、「モード」設定の機能、装置を利用して、本実施例では、エンジン停止を防止する制御が行われる。

【0087】

すなわち、コントローラ18は、エンジン回転数検出センサ1aで検出したエンジン回転数 N_r が、しきい値 N_c を超えている場合には、PC弁19に対して、油圧ポンプ8の最大吸収トルクを大きな値 T_{p1} に設定する制御信号 i_1 を出力する。そして、エンジン回転数検出センサ1aで検出したエンジン回転数 N_r が、しきい値 N_c 以下になった場合には、PC弁19に対して、油圧ポンプ8の最大吸収トルクを小さな値 T_{p2} に設定する制御信号 i_1 を出力する。そして、再度、エンジン回転数検出センサ1aで検出したエンジン回転数 N_r が、しきい値 N_c 以下を超えた場合には、PC弁19に対して、油圧ポンプ8の最大吸収トルクを大きな値 T_{p1} に設定する制御信号 i_1 を出力する。これにより図4(a)、(b)、(c)に示す制御が実現され、エンジン1を停止させることなく、エンジン1のトルクを油圧負荷に合わせて上昇させ、高油圧負荷 T_{p1} のマッチング点 V_1 でマッチングさせることができるようになる。

【0088】

なお、油圧ポンプ8の最大吸収トルクを小さな値 T_{p2} に設定してから所定時間後に、油圧ポンプ8の最大吸収トルクの設定値を大きな値 T_{p1} に戻してもよい。

【0089】

以上のように本実施例によれば、ホイールロード100に既存のPC制御、「モード」選択の機能、装置を利用して、高油圧負荷が急激にかかった場合のエンジン停止を防止することができる。

【0090】

図8(a)は、ロード用油圧ポンプ8をLS制御するための構成を示している。図8(a)では、ロード用油圧ポンプ8を代表させて示しているが、他の可変容量型油圧ポンプ7、9をLS制御する場合も同様に構成される。

【0091】

LS弁22は、油圧ポンプ8の吐出圧 P_p と、ロード用油圧シリンダ14の負荷圧 P_{LS} との差圧 ΔP が一定差圧 ΔP_{LS} となるように、油圧ポンプ8の斜板8aの傾転角を制御す

る。

【0092】

LS弁22には、一定差圧 ΔPLS を設定するバネが付与されている。LS弁22のバネ側と反対側のパイロットポートには、油圧ポンプ8の吐出圧 P_p がパイロット圧として加えられ、バネ側のパイロットポートには、ロード用油圧シリンダ14の負荷圧 PLS がパイロット圧として加えられる。LS弁22から駆動圧油がサーボ弁20に供給されることで、油圧ポンプ8の容量 q が制御される。

【0093】

ロード用制御弁12の開口面積を A 、抵抗係数を c とすると、油圧ポンプ8の吐出流量 Q は、

$$Q = c \cdot A \cdot \sqrt{(\Delta P)}$$

で表される。差圧 ΔP は、LS弁22により一定になるのでポンプ流量 Q は制御弁12のスプールの開口面積 A によってのみ変化する。

【0094】

ロード用操作レバーを操作すると操作量に応じてロード用制御弁12の開口面積 A が増加し、開口面積 A の増加に応じてポンプ流量 Q が増加する。このときポンプ流量 Q は油圧負荷の影響を受けずロード用操作レバーの操作量のみによって定まる。このようにLS弁22を設けたことにより、ポンプ流量 Q は油圧負荷によって増減することなくオペレータの意思通りに（ロード用操作レバーの操作位置に応じて）変化しファインコントロール性つまり中間操作領域における操作性が向上する。

【0095】

しかし、ファインコントロール時など、油圧ポンプ8の最大流量を超えない領域でも、常にロード用油圧シリンダ14が要求する通りの流量を供給するために、エンジン1が低回転域でも高回転域と同じ吐出流量となってしまう。

【0096】

このためコントローラ18では、エンジン1の回転数が低い場合には、差圧設定値 ΔPLS を下げて、吐出流量を下げる制御が行われる。LS弁22には、バネの設定バネ力を変化させる差圧設定部23が付設され、コントローラ18から差圧設定部23に対して制御信号 i_2 を出力すると、差圧設定部23は、LS弁22のバネの設定バネ力を変化させ、差圧設定値 ΔPLS を変更する。

【0097】

なお、図8(b)に示すように、LS弁22の電磁ソレノイドに制御信号 i_2 を加えることで、LS弁22のバネの設定バネ力を変化させ、差圧設定値 ΔPLS を変更してもよい。

【0098】

このような差圧設定値変更制御の内容は、図6を用いて説明される。図6の横軸は油圧ポンプ8の吐出圧 P_p (kg/cm^2) であり、縦軸は油圧ポンプ8の容量 q (cc/rev)、つまり斜板8aの傾転角である。

【0099】

同図6に示すように、油圧ポンプ8の吐出圧 P_p が、ある値 P_{pl} になっており、ポンプ容量 q が最大値 q_{max} となっているときに、差圧設定値 ΔPLS を小さい値に変更すると、上記式 ($Q = c \cdot A \cdot \sqrt{(\Delta P)}$) の右辺が小さくなったことに相当し、これにより矢印Eに示すように、ポンプ容量 q は、最大値 q_{max} から小さな値 q_l に変更される。ポンプ容量 q が小さくなることで、油圧ポンプ8の吸収トルク、つまり油圧負荷が小さくなる。

【0100】

上述したホイールロード100に設けられたLS制御の機能、差圧設定値変更の機能を利用して、本実施例では、エンジン停止を防止する制御が行われる。

【0101】

すなわち、コントローラ18は、エンジン回転数検出センサ1aで検出したエンジン回転数 N_r が、しきい値 N_c を超えている場合には、LS弁22に対して、差圧設定値 ΔPLS

を大きな値に設定し油圧ポンプ 8 の吸収トルクを大きくする制御信号 i_2 を出力する。そして、エンジン回転数検出センサ 1 a で検出したエンジン回転数 N_r が、しきい値 N_c 以下になった場合には、LS 弁 2 2 に対して、差圧設定値 ΔPLS を小さな値に設定し油圧ポンプ 8 の吸収トルクを小さくする制御信号 i_2 を出力する。そして、再度、エンジン回転数検出センサ 1 a で検出したエンジン回転数 N_r が、しきい値 N_c 以下を超えた場合には、LS 弁 2 2 に対して、差圧設定値 ΔPLS を大きな値に設定し油圧ポンプ 8 の吸収トルクを大きくする制御信号 i_2 を出力する。これにより図 4 (a)、(b)、(c) に示すエンジン停止防止制御が実現され、エンジン 1 を停止させることなく、エンジン 1 のトルクを油圧負荷に合わせて上昇させて、高油圧負荷 T_{pl} のマッチング点 V_1 でマッチングさせることができるようになる。

【0102】

なお、差圧設定値 ΔPLS を小さな値に設定し油圧ポンプ 8 の吸収トルクを小さくしてから所定時間後に、差圧設定値 ΔPLS を大きな値に設定し油圧ポンプ 8 の吸収トルクを大きな値に戻してもよい。

【0103】

以上のように本実施例によれば、ホイールロード 100 に既存の LS 制御、差圧設定値変更制御の機能、装置を利用して、高油圧負荷が急激にかかった場合のエンジン停止を防止することができる。

【0104】

なお、図 5 に示す最大吸収トルクを変更する制御と、図 6 に示すポンプ容量を変更する制御を組み合わせ、エンジン停止を防止してもよい。

【0105】

なお、エンジン回転数 N_r が、しきい値 N_c 以下になった場合に、全ての可変容量型油圧ポンプ 7、8、9 について、最大吸収トルクまたは容量を小さくしてもよく、可変容量型油圧ポンプ 7、8、9 のうちの 1 つまたは 2 つの可変容量型油圧ポンプについて、最大吸収トルクまたは容量を小さくしてもよい。

【0106】

ところで、上述した実施例では、図 1 に示すように、複数の可変容量型油圧ポンプ 7、8、9 から複数の油圧アクチュエータ 13、14、15 に対して、それぞれ独立した油路を経由して圧油が供給される油圧回路を採用している。

【0107】

このように複数の可変容量型油圧ポンプ 7、8、9 から複数の油圧アクチュエータ 13、14、15 に対して、それぞれ独立した油路を経由して圧油が供給される油圧回路を採用した場合には、各油圧アクチュエータ 13、14、15 の最大負荷に応じて、それぞれ対応する油圧ポンプ 7、8、9 の容量を定めなければならないため、各可変容量型油圧ポンプ 7、8、9 の容量が大きくなる傾向にある。

【0108】

これに対して複数の可変容量型油圧ポンプから吐出された圧油を合流させて、圧力補償弁によって、各制御弁の前後差圧を調整した上で、複数の油圧アクチュエータに圧油を分流して供給する油圧回路を採用した場合には、各油圧アクチュエータの負荷に応じて流量を配分できるため、各可変容量型油圧ポンプの容量を小さくすることができる。

【0109】

このため図 1 に示す油圧回路は、圧力補償弁を使用した油圧回路と比較して、油圧負荷が大きくなる傾向にあり、エンジン停止防止制御を行う必要性が高い。

【0110】

上述した説明では、アクセルペダル 17 が踏み込まれておらずエンジン回転数がローアイドル回転数 N_L の場合に、図 4 に示すエンジン停止防止制御を行うものとして説明したが、本発明としては、エンジン 1 の回転数がいかなる回転数であっても、同様に図 4 に示すエンジン停止防止制御を行ってもよい。ただし、エンジン 1 が停止するおそれがあると判断するためのしきい値 N_c は、現在のエンジン回転数 N_r に応じて異なる値に設定するこ

とができる。たとえば、ローアイドル回転数 N_L よりも高い回転数 N_r で稼働中の場合には、エンジン停止を判断するためのしきい値 N_c としては、ローアイドル回転数 N_L よりも僅かに高い回転数に設定してもよい。もちろん、エンジン回転数 N_r がいかなる回転数であっても、しきい値 N_c を一律に、ローアイドル回転数 N_L 以下の回転数に設定してもよい。

【0111】

また、上記しきい値は、アクセルペダル17の踏み込み量（アクセルペダル開度） S に応じて設定し、このアクセルペダル操作量 S を変数とするしきい値 $N_c(S)$ を用いて同様にポンプ吸収トルクを低下させる制御を行う実施も可能である。

【0112】

すなわち、オペレータが、例えば、アクセルペダル17を踏み込んだ状態で、ステアリングハンドルを操作しながら、ロード用操作レバーを上昇方向に急操作すると、ステアリング用油圧ポンプ7、ロード用油圧ポンプ8の油圧負荷が急上昇する。

【0113】

このような状況で本発明の制御を行った場合のエンジンの過渡特性（図9（a））と、本発明の制御を行わない場合のエンジンの過渡特性（図9（b））とを対比して説明する。

【0114】

図9（b）において、油圧負荷は、 T_{p0} で示す低油圧負荷のラインから、 T_{p1} で示す高油圧負荷のラインに移動する。また、アクセルペダル17を踏み込んでいるため、エンジン1の目標回転数は、ローアイドル回転数 N_L から、高回転数の目標回転数 N_M に変化する。

【0115】

エンジン1のレギュレーションラインとしては、低回転のレギュレーションライン F_L から、高回転のレギュレーションライン F_M に移行させる必要がある。また、エンジントルクとしては、低油圧負荷 T_{p0} に対応する低トルクから、高油圧 T_{p1} に対応する高トルクに移行させる必要がある。

【0116】

このためエンジン1としては、エンジン回転を上昇させようとし、エンジントルクと油圧負荷のマッチング点は、低回転低油圧負荷の V_0 （レギュレーションライン F_L 上のポイント V_0 ）から、高回転高油圧負荷の V_2 （レギュレーションライン F_M 上のポイント V_2 ）に変化しようとするが、油圧負荷が高い値 T_{p1} のままでありエンジントルクに余裕がないために、エンジン1の回転数 N_r の上昇が鈍く、マッチング点 V_2 に移行するまでに長時間を要する。また、場合によっては、図4（a）に示した状態に至り、エンジン停止に至るおそれもある。

【0117】

これに対して、本発明の場合には、図10に示すように、アクセルペダル17の操作量 S （アクセルペダル開度）に応じて、しきい値 $N_c(S)$ が設定される。このしきい値 $N_c(S)$ は、エンジン停止のおそれや加速の悪化のおそれがあると判断するしきい値であり、実際のエンジン回転数 N_r がしきい値 $N_c(S)$ 以下（同図10に斜線で示す領域）であるならば、エンジン停止のおそれや加速悪化のおそれがあると判断し、可変容量型油圧ポンプ7、8、9の吸収トルクを低下させる制御を実行する。

【0118】

図10において、 $N(S)$ で示す直線は、アクセルペダル17の操作量 S （アクセルペダル開度）に応じて、設定されるエンジン目標回転数（無負荷状態回転数）を示している。

【0119】

アクセルペダル17が踏み込まれたときは、その踏み込み量 S_M に対応するエンジン目標回転数 N_M が設定される（図10、図9（a）参照）。また、そのときのアクセルペダル踏み込み量 S_M に応じて、しきい値 $N_c(S_M)$ が定まる（図10、図9（a）参照）。

【0120】

図9 (a) に示すように、アクセルペダル17が操作量SMまで踏み込まれ、低回転低油圧負荷のマッチング点V0 (レギュレーションラインFL上のポイントV0) から、高回転高油圧負荷のマッチング点V2 (レギュレーションラインFM上のポイントV2) に移行する過程で、コントローラ18は、検出したエンジン回転数Nrが、上記所定のしきい値Nc (SM) 以下に低下したか否かを判断する。コントローラ18で、検出したエンジン回転数Nrが、上記所定のしきい値Nc (SM) 以下に低下したことが判断されると、可変容量型油圧ポンプ7、8、9の吸収トルクを低下させる制御を実行する。これにより、図9 (a) に示すように、油圧負荷は、Tp2で示す低油圧負荷のラインに移動する。油圧負荷が高油圧負荷Tp1から、低油圧負荷Tp2に変化したことで、今現在のエンジン1のトルクが低油圧負荷Tp2に対して余裕をもった大きさとなり、エンジン1の実際の回転数Nrは迅速に上昇する。

【0121】

低回転低油圧負荷のマッチング点V0 (レギュレーションラインFL上のポイントV0) から、高回転高油圧負荷のマッチング点V2 (レギュレーションラインFM上のポイントV2) に移行する過程で、コントローラ18で、検出したエンジン回転数Nrが、上記所定のしきい値Nc (S) 以下ではなくなったと判断した場合には、可変容量型油圧ポンプ7、8、9の吸収トルクを低下させる制御を終了させる。また、可変容量型油圧ポンプ7、8、9の吸収トルクを低下させる制御を開始してから所定時間経過後に、同制御を終了させてもよい。

【0122】

この結果、レギュレーションラインFM上のマッチング点V2に迅速に移行する。

【0123】

以上のように、可変容量型油圧ポンプ7、8、9の吸収トルクを低下させている時間は、エンジン停止や加速悪化を防止するために必要最小限の時間だけであり、エンジン停止のおそれや加速悪化のおそれがないときは、吸収トルクは通常の大さきのままである。また、エンジンを大型化してエンジントルクに余裕を持たせる必要もない。

【0124】

このため、ホイールロード等の作業車両において、燃費悪化や、車体性能のダウンや、エネルギーの無駄等の問題を生じさせることなく、アクセルペダルを踏み込んだときに急激な高油圧負荷がかかった場合のエンジン停止を確実に防止することができる。

【0125】

また、本実施例によれば、高油圧負荷状態であってもアクセルペダル17を踏み込んだときに、目標回転数Nc (SM) まで迅速に上昇するため、加速性に優れ、作業効率が飛躍的に向上するという効果も得られる。

【産業上の利用可能性】

【0126】

本発明は、ホイールロードに限定されることなく、エンジン回転数が広い回転数で変化する (ローアイドル回転数からハイアイドル回転数まで) 作業車両であれば、同様に適用することができる。

【図面の簡単な説明】

【0127】

【図1】 図1は、実施形態の作業車両の構成を示す図である。

【図2】 図2はエンジン回転数とエンジントルクとの関係を示す図である。

【図3】 図3は従来技術でエンジンが停止する様子を説明する図である。

【図4】 図4 (a)、(b)、(c) は実施形態のエンジン停止防止制御の内容を説明する図である。

【図5】 図5は油圧ポンプの最大吸収トルクを変更する制御を説明する図である。

【図6】 図6は油圧ポンプの容量を変更する制御を説明する図である。

【図7】 図7はPC制御を行うための構成例を示した図である。

【図8】 図8はLS制御を行うための構成例を示した図である。

【図 9】 図 9（a）は実施形態のエンジン停止防止制御の内容を説明する図で、図 9（b）はエンジン停止防止制御を行わない場合を比較例として示す図である。

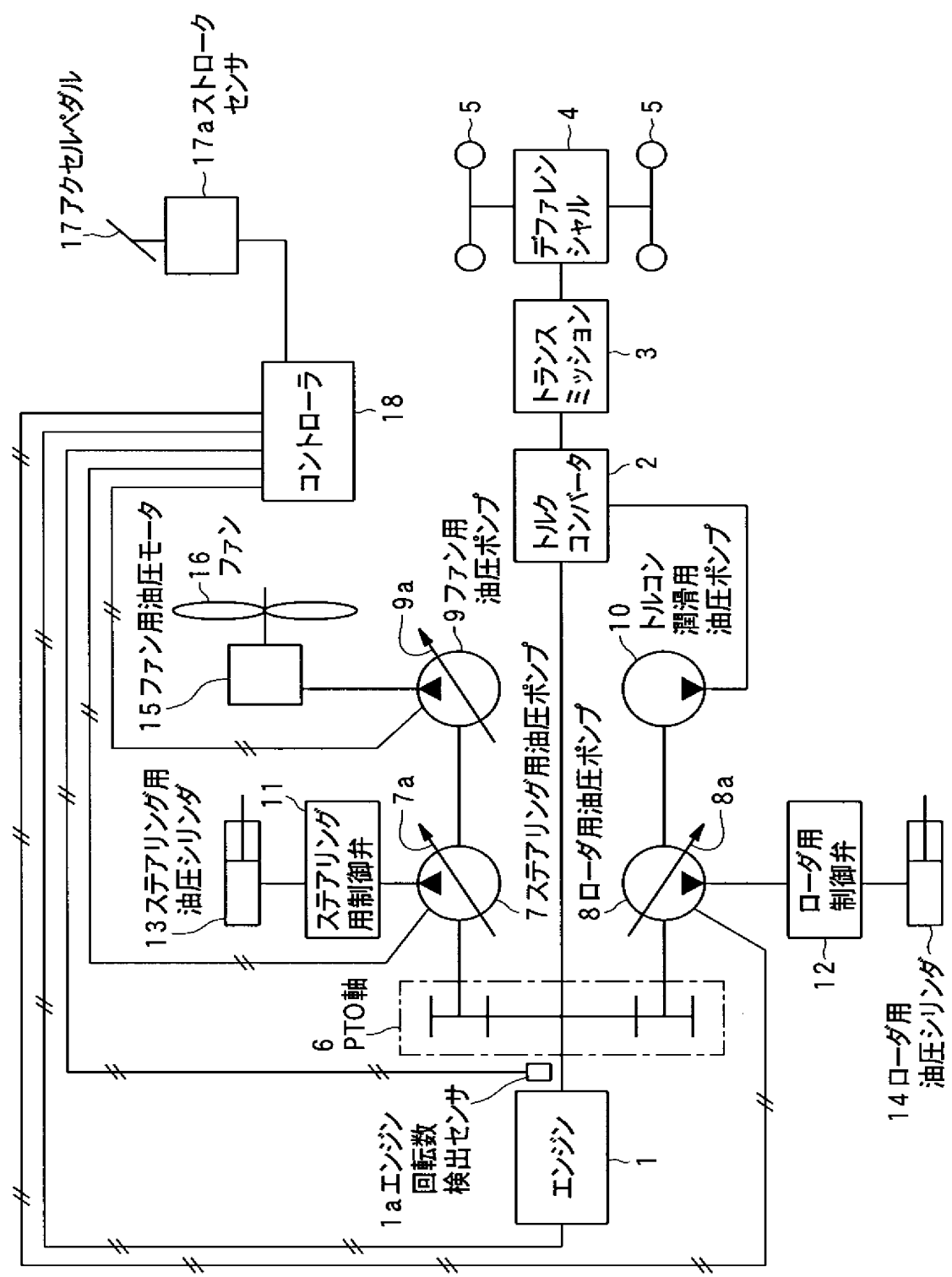
【図 10】 図 10 はアクセルペダル開度とエンジン目標回転数、しきい値との関係を示した図である。

【符号の説明】

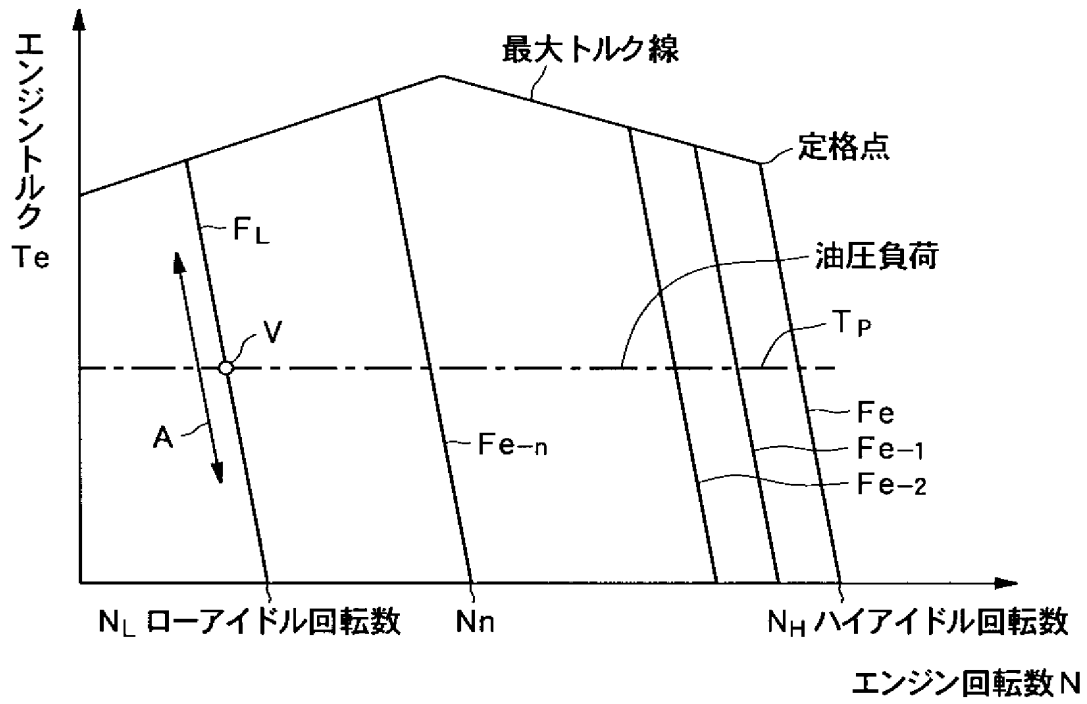
【0128】

1 エンジン 1a エンジン回転数検出センサ 7、8、9 可変容量型油圧ポンプ
17 アクセルペダル 18 コントローラ 19 PC弁 22 LS弁

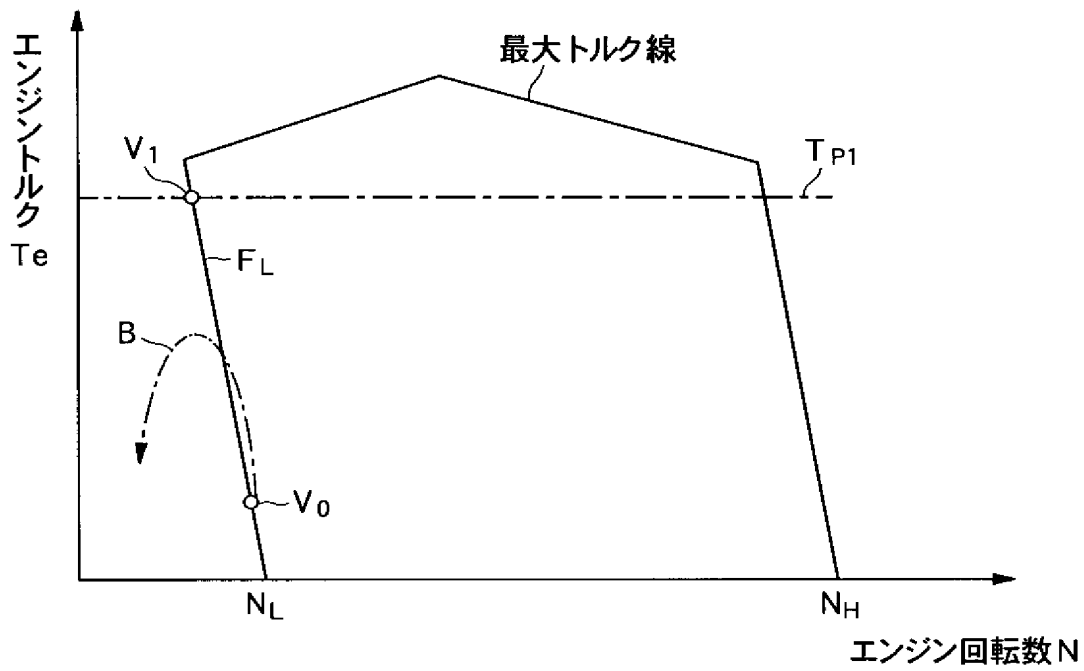
100 作業車両 (ホイールローダ)



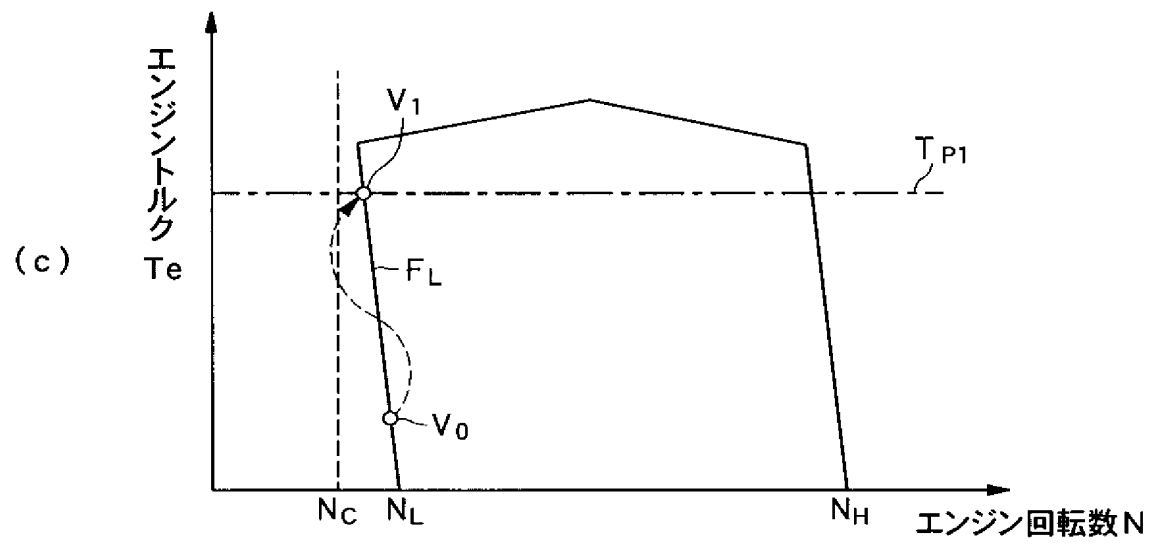
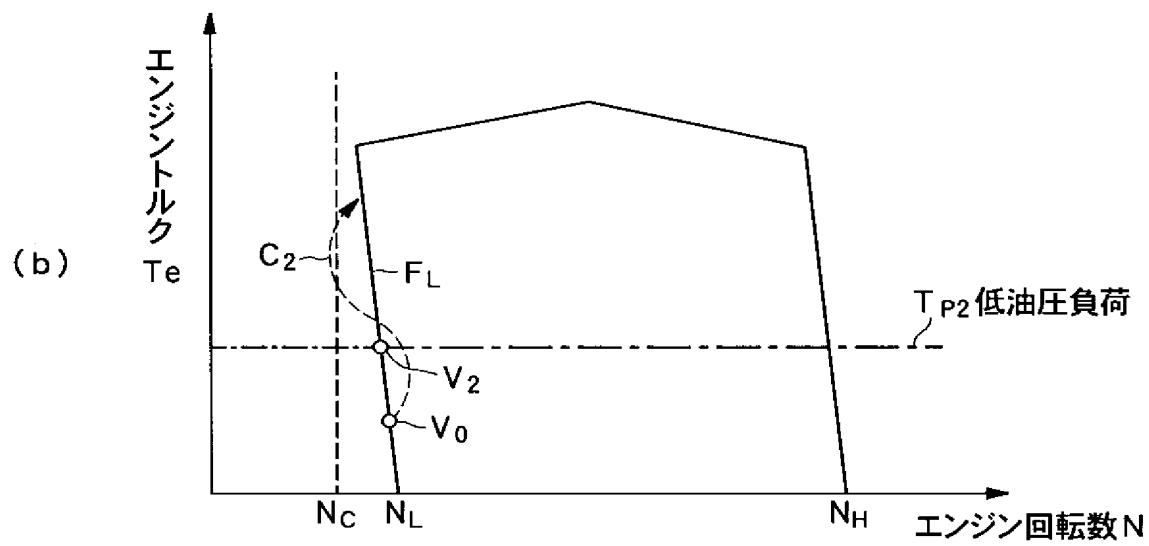
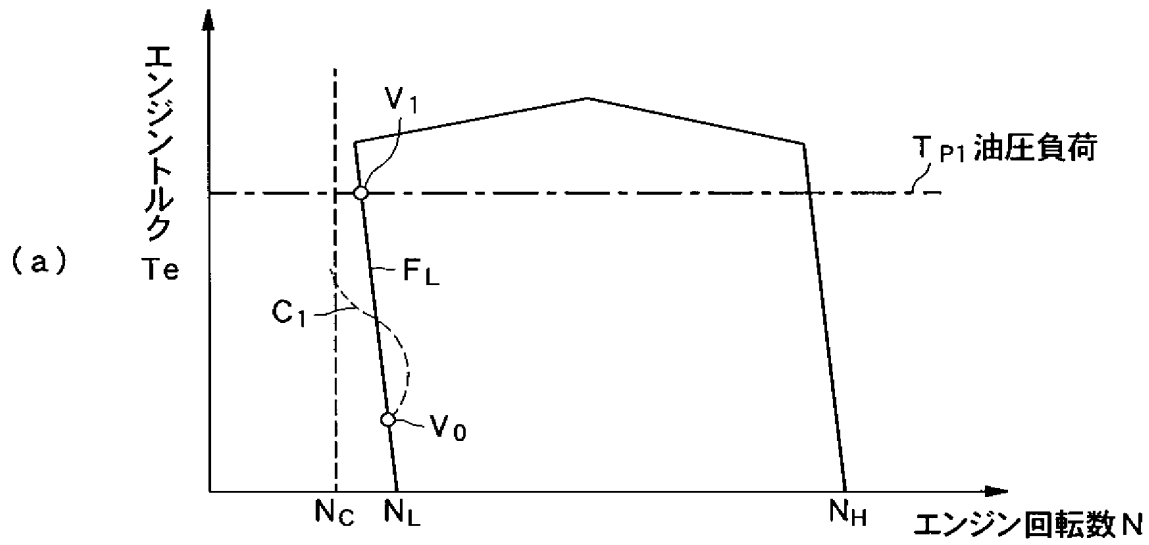
【図 2】



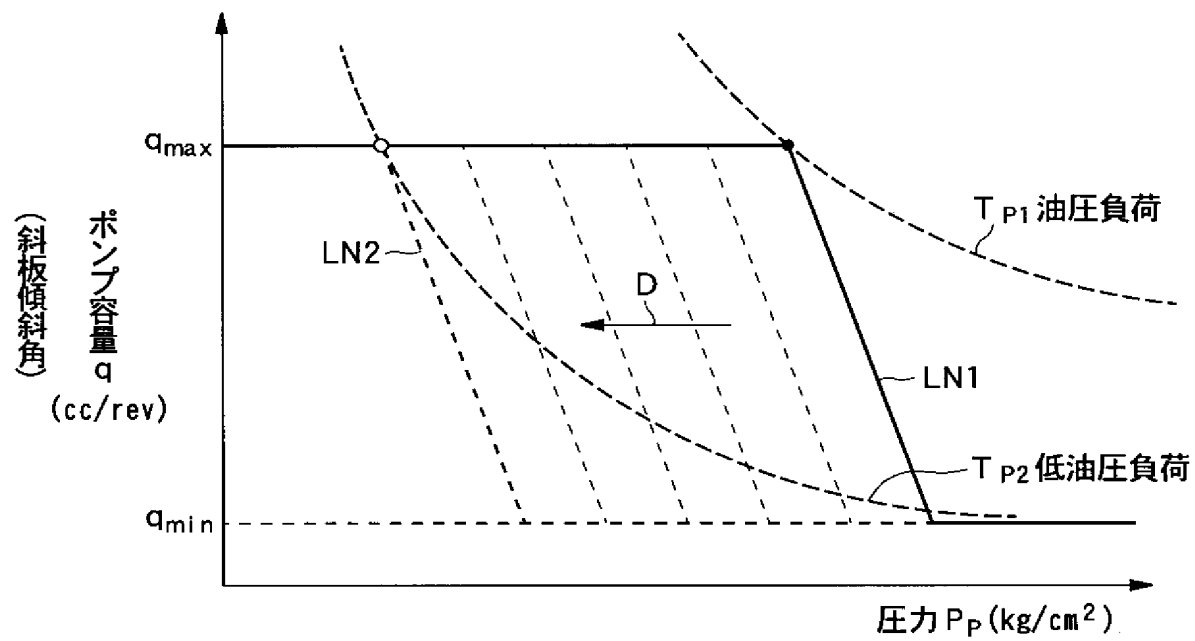
【図 3】



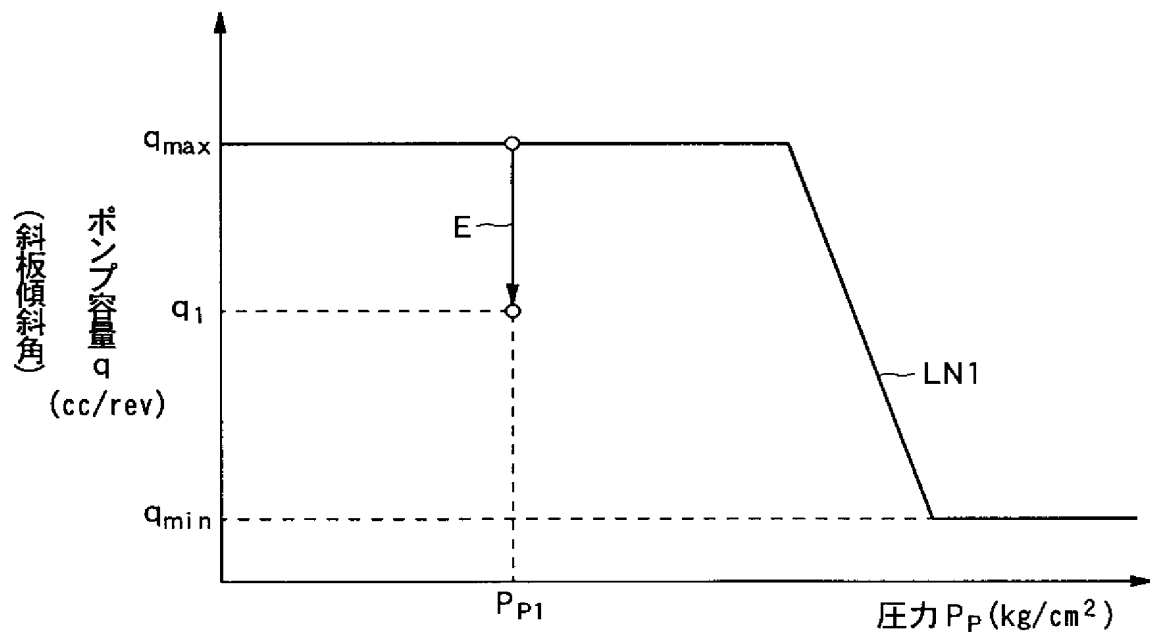
【図 4】



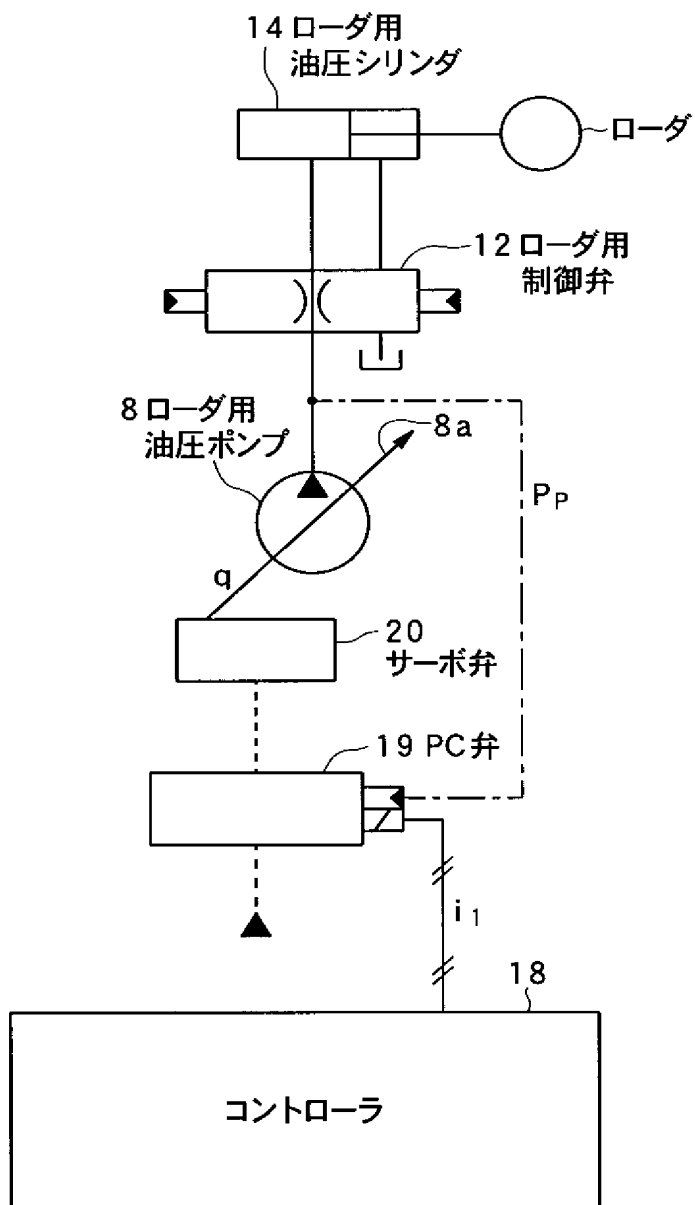
【図 5】



【図 6】

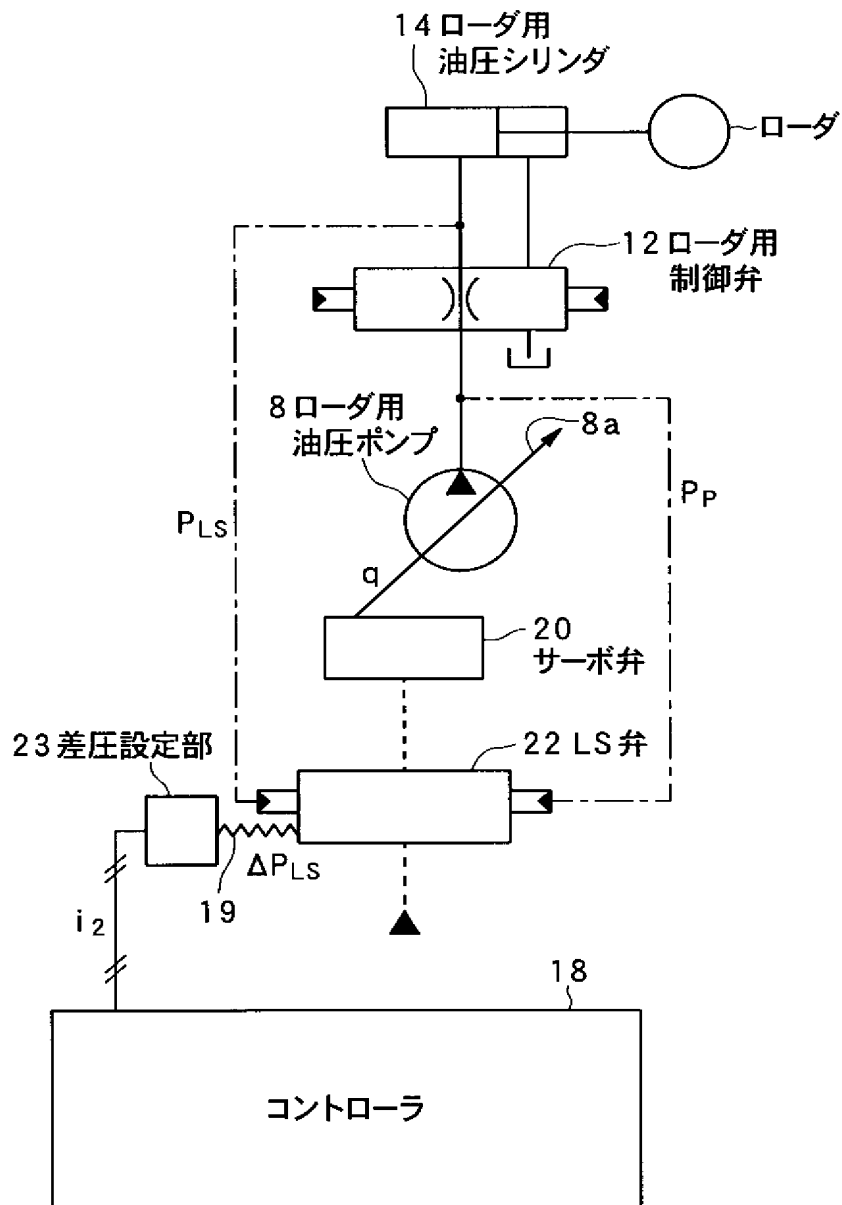


【図 7】

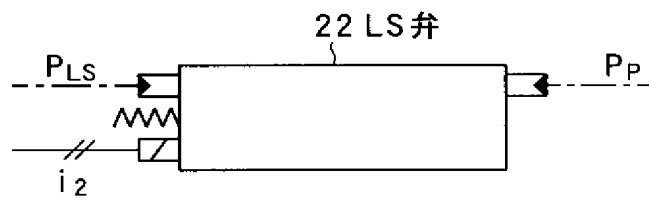


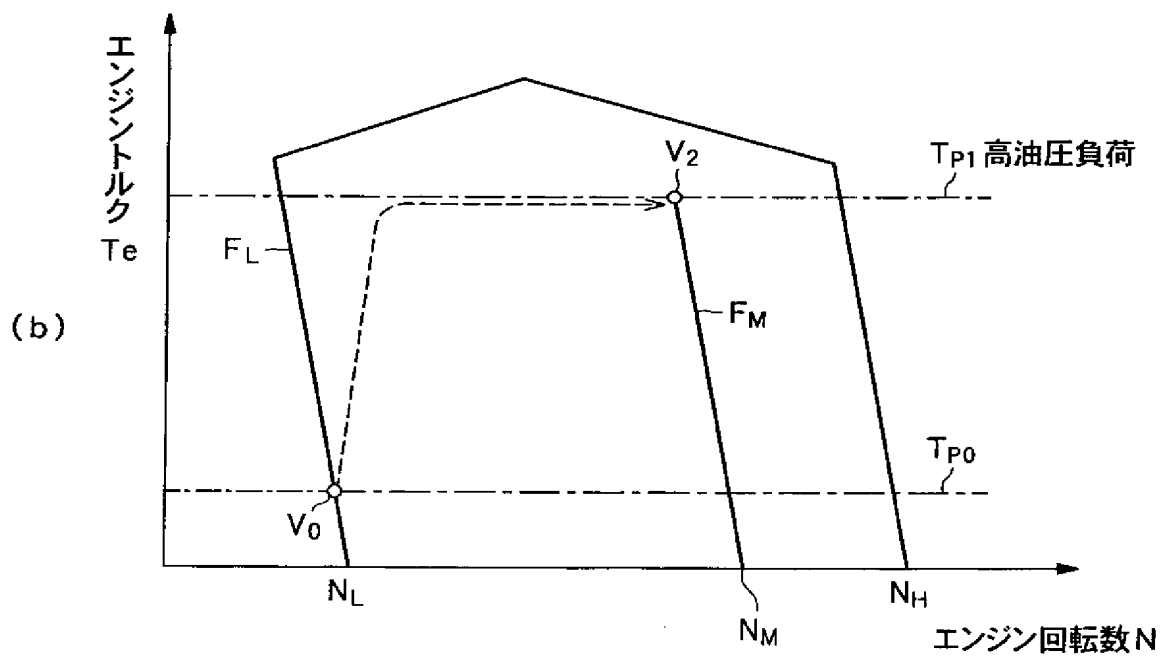
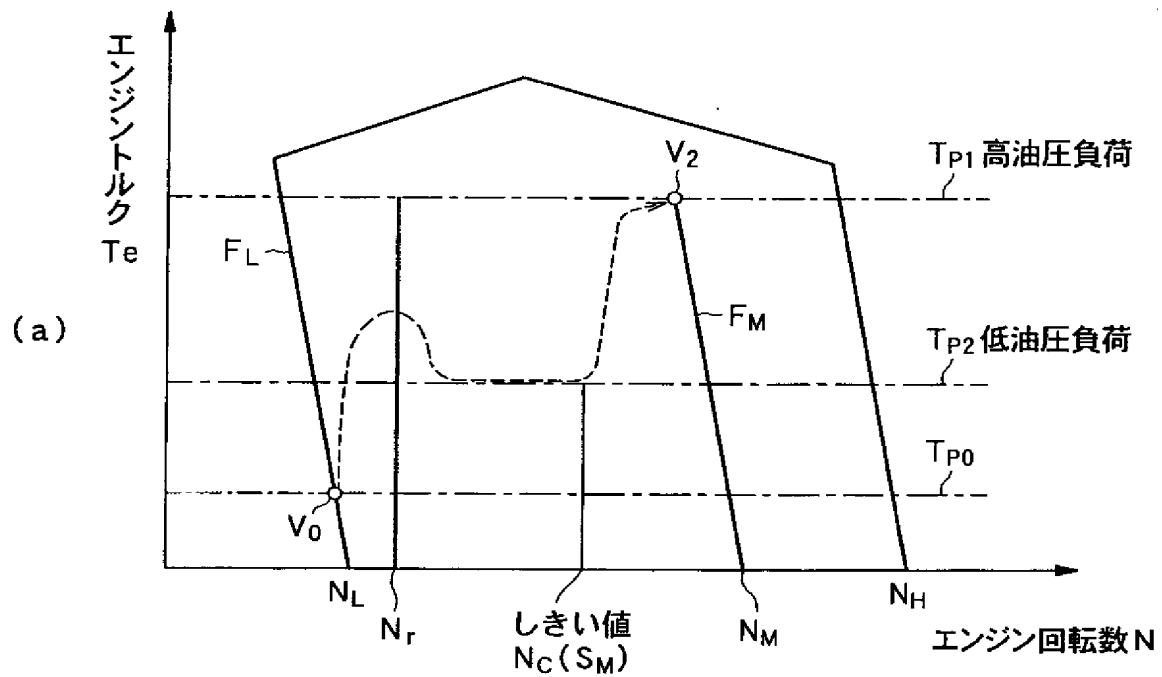
【図 8】

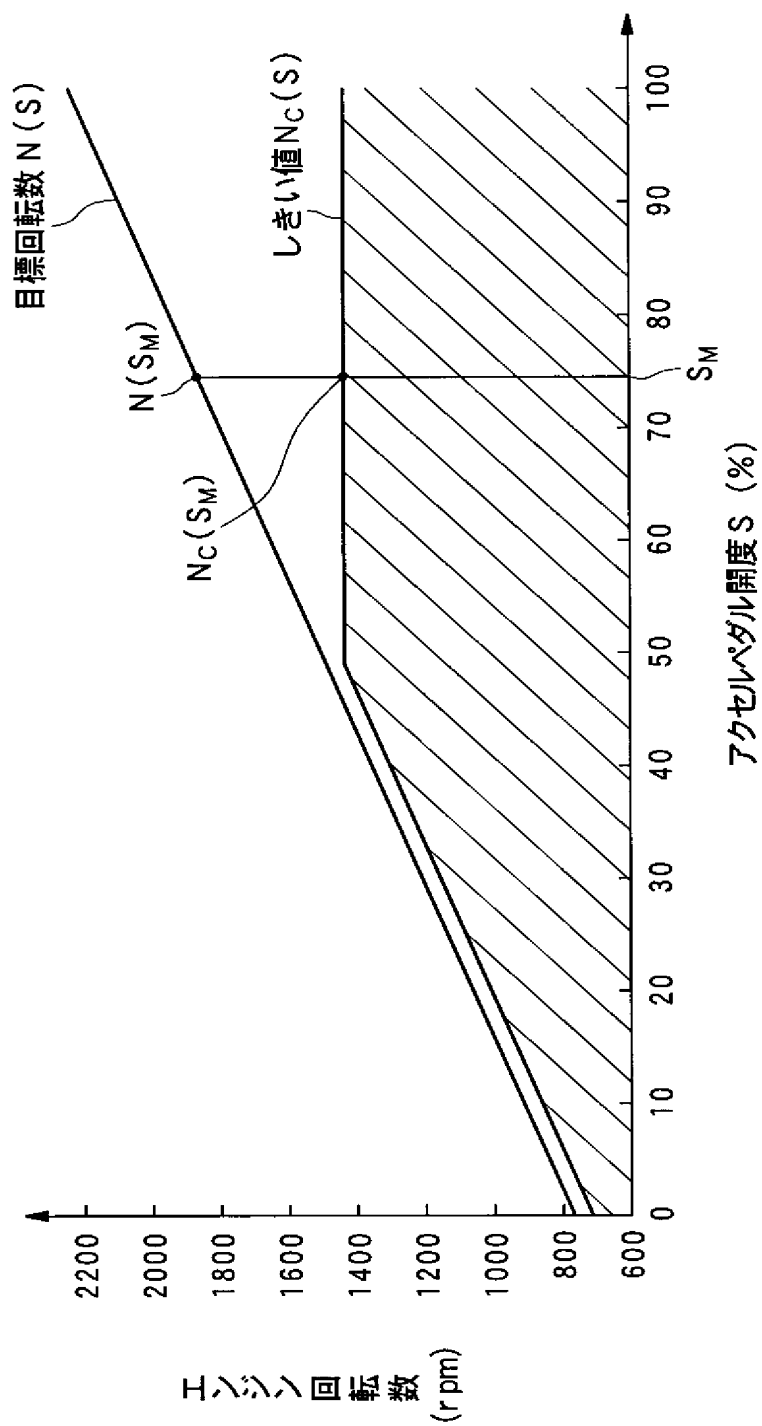
(a)



(b)







【書類名】 要約書

【要約】

【課題】

ホイールロード等の作業車両において、燃費悪化や、車体性能のダウンや、エネルギーの無駄等の問題を生じさせることなく、急激な高油圧負荷がかかった場合のエンジン停止を確実に防止する。

【解決手段】

オペレータがステアリングハンドルを操作しながら、ロード用操作レバーを上昇方向に急操作すると、ステアリング用油圧ポンプ7、ロード用油圧ポンプ8の油圧負荷が急上昇する。このため、油圧負荷は、Tp1で示す高油圧負荷のラインに移動する。このためエンジン1としては、この高油圧負荷Tp1（レギュレーションラインFL上のポイントV1）とマッチングさせるために、トルクを上昇させようとするが、C1で示すように、急激な油圧負荷上昇に、エンジンのトルク上昇が間に合わずに（時間遅れが生じ）、エンジン1の実際の回転数Nrが、しきい値Nc以下となる。コントローラ18は、エンジン回転数検出センサ1aで検出したエンジン回転数Nrが、しきい値Nc以下に低下したと判断すると、可変容量型油圧ポンプ7、8、9の吸収トルクを低下させる制御を実行する。これにより、油圧負荷は、Tp2で示す低油圧負荷のラインに移動する。油圧負荷が高油圧負荷Tp1から、低油圧負荷Tp2（レギュレーションラインFL上のポイントV2）に変化したことで、今現在のエンジン1のトルクが低油圧負荷Tp2に対して余裕をもった大きさとなり、C2で示すように、エンジン1の実際の回転数Nrが上昇し、しきい値Ncを超えて、レギュレーションラインFL上に復帰する。

【選択図】 図4

出願人履歴

0 0 0 0 0 1 2 3 6

19900829

新規登録

東京都港区赤坂二丁目3番6号

株式会社小松製作所